Journal of Agricultural Machinery

Homepage: https://jame.um.ac.ir

Research Article
Vol. 12, No. 2, Summer 2022, p. 207-218

Energy and Exergy Analysis of Sour Cherry Evaporation Line

N. Sedaghat Herfeh[1], A. M. Nikbakht[2*], H. Mobli[3], A. R. Keyhani[3], A. Piri[4]

1- PhD of Mechanical Engineering of Biosystems, Faculty of Agricultural Engineering & Technology, University of Tehran, Tehran, Iran
2- Professor of Department of Mechanical Engineering of Biosystems, Urmia University, Urmia, Iran
3- Professor of Department of Agricultural Machinery, Faculty of Agricultural Engineering & Technology, University of Tehran, Tehran, Iran
4- Research Fellow, Department of Mechanical Engineering of Biosystems, Urmia University, Urmia, Iran
(*- Corresponding Author Email: a.nikbakht@urmia.ac.ir)

Received: 19-07-2020 Revised: 31-08-2020 Accepted: 30-09-2020	**How to cite this article:** Sedaghat Herfeh, N., A. M. Nikbakht, H. Mobli, A. R. Keyhani, and A. Piri. 2022. Energy and Exergy Analysis of Sour Cherry Evaporation Line. Journal of Agricultural Machinery 12 (2): 207-218. (In Persian). DOI: 10.22067/jam.v12i2.87823.

Introduction

Sour cherry concentration is a significant agro-industry in the world. In 2016, world production was 13.8 million tons and most of which were processed in the form of concentrate or frozen products. Iran has the 6th rank among the producers of sour cherry and experienced a highly rise (45%) in production in 2016. A conventional energy system evaluation is performed using the energy analysis method. The thermodynamic inefficiencies occurring within the system (factors that cause a gap between performance and ideal state) are not identified and evaluated by energy analysis.

Materials and Methods

Pakdis concentrate production line includes a plate heat exchanger (HE) converter to preheat input juice using condensate water energy and crude juice heat outlet, four multipurpose falling evaporators (E1, E2, E3, E4), a distillation tower for raw juice aromatization (DT) and a juice cooling system (JC).

A thermographic camera (G120EXD, NEC Avio, Japan) was used for thermographic recording. Initial examination of the thermography results showed that the external surface temperature of the equipment except for the evaporators (E1, E2, E3, E4), the boilers (B1, B2, B3) and the condensation tank of the evaporation line (CT1) had very little difference with the ambient temperature around them, and therefore, their heat flux was ignored.

Due to limitations, the mass flow rates of the evaporation line (except for inlet juice) were not measurable, and therefore, energy analysis was used to calculate them. Energy analysis involves the simultaneous resolution of mass and energy balances for a system.

Results and Discussion

The heat loss rate from the first evaporator (E1) was calculated to be 21.23 kW from which mass/energy balances and mass flows were extracted. Also, heat loss rate from utilities E2, E3, E4, and CT1 were calculated from mass-energy balances. Streams 32, 49, 52, and 54 are not utilized and exit the system. Hence, they are assigned as heat loss streams within the evaporation line.

The total energy loss rate in the evaporation line was calculated to be 4920.82 kW which contributes 74.8% of total input energy to the line. However, 73.39% of this loss is assigned to the cooling tower (stream 54). Stream 29 from the 4th stage evaporator enters the condenser, mixes with water, and provides cold water goes to the cooling tower. In the tower, water evaporates and dissipates heat to the environment. Stream 32 is the second loss stream with 14.8%. Also, it should be noted that heat loss from the surface of utilities makes 3.06% of energy loss of the evaporation line which implies that insulations are done properly in utilities.

Evaporation performance may be rated simply and primarily by the steam economy. The value was calculated to be 2.63 in the evaporation line, i.e. 2.63 kg water is evaporated per 1 kg steam injected into the system

Exergy rate in several streams of evaporation line. The exergy rate of fuel and products, exergy efficiency, exergy destruction rate, and exergy destruction ratio for each element of the line were reported. Total input exergy to the evaporation line is 4832.03 kW from which 1045.85 kW is destructed due to irreversibility and 3786.19 kW is dissipated.

Major destruction occurs within barometric condenser (BC), pressure reducing valve (PR), a plate heat exchanger (HE), evaporators 1 and 2 (E1 and E2), cooling tower (CT), and then evaporators 3 and 4 (E3 and E4). The remaining destruction in other utilities is negligible.

Conclusion

Using the first and second laws of thermodynamics and instrumentation procedure, sub-systems of the evaporation unit of Pakdis Company were investigated and energy and exergy balances were coupled and solved. Thermographic assessment of likely zones to energy losses was employed. The whole process was monitored and mass-energy balances were developed. The steam economy as a reliable criterion for evaporation was calculated. To extract inefficiencies and possible optimizable unit operations exergetic analyses were carried out and subsequently the share of exergy loss and destruction and capital cost in the whole process was defined. It was found that capital cost is consistently ignorable compared to exergetic faults such as losses and destructions.

Keywords: Cherry, Concentrate, Energy loss, Exergy destruction

نشریه ماشین‌های کشاورزی
https://jame.um.ac.ir

مقاله پژوهشی
جلد ۱۲، شماره ۲، تابستان ۱۴۰۱، ص ۲۱۸-۲۰۷

تحلیل انرژی و اکسرژی خط تغلیظ آلبالو

نسیم صداقت حرفه[۱]، علی محمد نیکبخت[۲*]، حسین مبلی[۳]، علی‌رضا کیهانی[۳]، احمد پیری[٤]

تاریخ دریافت: ۱۳۹۹/۰۴/۲۹
تاریخ پذیرش: ۱۳۹۹/۰۷/۰۹

چکیده

صنعت تغلیظ یکی از بزرگ‌ترین و انرژی‌برترین صنایع تبدیلی در بخش کشاورزی است. در این مطالعه فرآیند تغلیظ آب آلبالو با استفاده از تحلیل انرژی و اکسرژی ارزیابی شد و علاوه بر تعیین هدررفت‌های انرژی، ناکارآمدی‌های ترمودینامیکی در هریک از زیرسامانه‌ها تعیین شدند. همچنین جهت دقیق بودن هرچه بیشتر محاسبات، تمام تجهیزات دمانگاری شدند. پارامتر اقتصاد بخار ۲/۶۳ و کل نرخ هدررفت انرژی از خط تغلیظ ۴۹۲۰/۸۲ کیلووات محاسبه شد. نتایج نشان داد که هدررفت انرژی از برج خنک‌کننده با ۷۳/۳۹ درصد از کل هدررفت‌ها، بیشترین مقدار را به خود اختصاص داده است. مقدار کل تخریب اکسرژی برای خط تغلیظ ۱۰۴۵/۸۵ کیلووات و بازده اکسرژی کل ۷۵/۷۶ درصد محاسبه شدند. بیشترین مقدار تخریب اکسرژی در چگالنده بارومتریک با مقدار ۳۴۶/۷۱ کیلووات به‌دست آمد. بر اساس نتایج به‌دست‌آمده، احیا و استفاده از سربخار مرحله‌ی آخر، به‌عنوان راه‌حلی برای کاهش هدررفت‌های برج خنک‌کننده و کاهش نرخ تخریب اکسرژی در چگالنده پیشنهاد می‌شود.

واژه‌های کلیدی: آلبالو، اتلاف انرژی، تخریب اکسرژی، کنسانتره

مقدمه

تولید کنسانتره آلبالو یکی صنایع تبدیلی مهم در بخش کشاورزی است. در سال ۲۰۱۶ تولید جهانی آلبالو ۱۳/۸ میلیون تن بوده است که قسمت عمده‌ای از آن برای تولید کنسانتره مورد استفاده قرار گرفته است. ایران در بین تولیدکنندگان آلبالو در رده ششم قرار دارد و رشد چشمگیر ۴۵٪ را در سال ۲۰۱۶ تجربه کرده است (FAO, 2018). صنعت مواد غذایی به‌عنوان یکی از بزرگ‌ترین بخش‌های صنعتی در جهان است و از این رو یکی از بزرگ‌ترین مصرف‌کنندگان انرژی می‌باشد (Ramedani *et al.*, 2018). فرآیند تغلیظ، یکی از واحدهای پرمصرف انرژی در خط تولید کنسانتره است که سهم بسیار بالایی از کل بخار تولیدی کارخانه در این فرآیند مورد استفاده قرار می‌گیرد. به دلیل افزایش روزافزون مصرف انرژی و نیز کاهش مداوم منابع آن در جهان، بحث انرژی و راهکارهای استفاده‌ی بهینه از آن می‌تواند نقش مهمی را در حفظ ذخایر انرژی و محیط‌زیست کشور داشته باشد. افزون بر این مسائل، چنانچه مایل به ارائه‌ی محصولات خود به بازار جهانی باشیم، ناچار از داشتن تولیداتی قابل‌رقابت از نظر قیمت هستیم.

ارزیابی سامانه‌های انرژی در حالت مرسوم با روش تحلیل انرژی انجام می‌شود اما این تحلیل نمی‌تواند نزدیک بودن عملکرد سامانه به حالت ایده‌آل را نشان دهد. عملکرد ترمودینامیکی با استفاده از تحلیل اکسرژی به بهترین وجه ارزیابی می‌شود، زیرا بینش بیشتری از وضعیت عملکردی را ارائه می‌دهد (Dincer and Rosen, 2005). با این تحلیل می‌توان پتانسیل‌های بهبود را آشکار کرد و بازده واقعی اجزای خط تولید را محاسبه نمود، محل وقوع بیشترین ناکارآمدی‌ها را شناسایی و برای کاهش آن‌ها راه‌حل‌هایی را ارائه نمود.

تحلیل اکسرژی به‌طور گسترده‌ای برای طراحی، ارزیابی و بهینه‌سازی سامانه‌های تبدیل انرژی در صنایع مانند سیمان (Atmaca and Yumrutaş, 2014)، تولید توان (Kamate and Gangavati, 2009)، کاغذ و خمیر کاغذ (Assari *et al.*, 2014)، فولاد (Costa *et al.*, 2001) و شیمیایی (Hosseini *et al.*, 2015) مورد مطالعه قرار گرفته است. در زمینه‌ی تحلیل انرژی و اکسرژی صنعت کنسانتره کارهای بسیار اندکی انجام گرفته است. بالکان و همکاران یک خط تولید کنسانتره شامل سه عدد اواپراتور را با تحلیل

۱- دکتری مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشگاه تهران، تهران، ایران
۲- استاد گروه مکانیک بیوسیستم، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران
۳- استاد گروه مکانیک بیوسیستم، دانشگاه تهران، تهران، ایران
۴- پژوهشگر پسادکتری، گروه مکانیک بیوسیستم، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران
(*- نویسنده مسئول: Email: a.nikbakht@urmia.ac.ir)
DOI: 10.22067/jam.v12i2.87823

اکسرژی بررسی کردند. دبی جرمی آب‌پرتقال ورودی به خط تغلیظ ۱/۲۲۲ کیلوگرم بر ثانیه و بریکس آن ۱۲ درصد بود که تا بریکس ۶۵ درصد تغلیظ می‌شد. بازده اکسرژی کل برای خط تغلیظ ۸۵ درصد محاسبه شد و اواپراتور اول با ۴۸/۲ درصد از تلفات اکسرژی کل، بیشترین سهم از تخریب اکسرژی را داشت. اواپراتورهای سوم و دوم به‌ترتیب با ۳۲/۰۴ و ۱۹/۷۶ درصد در رده‌های بعدی بودند (Balkan *et al.*, 2005). تحلیل اکسرژی فرآیند تغلیظ برای محصولات دیگری نیز انجام شده است. سوگوت و همکاران خط ۴ مرحله‌ای تغلیظ آب گوجه‌فرنگی را تحلیل اکسرژی کردند. آن‌ها دریافتند که بیشترین تخریب اکسرژی مربوط به اواپراتور اول است و برای کاهش آن باید دمای بخار ورودی را کاهش داد (Sogut *et al.*, 2010). باپات و همکاران اواپراتورهای خط تغلیظ تولید شکر را با استفاده از تحلیل اکسرژی بررسی کردند. آن‌ها بیشترین تخریب اکسرژی و کمترین بازده اکسرژی را برای اواپراتور اول محاسبه کردند (Bapat *et al.*, 2016).

تجهیزات اندازه‌گیری دما از اهمیت ویژه‌ای در فراهم آوردن اطلاعات لازم در تحلیل‌های انرژی و اکسرژی برخوردارند. محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی (Carlomagno and Cardone, 2010; Carlomagno *et al.*, 2014; Simionescu *et al.*, 2015) محاسبه‌ی هدررفت حرارت برای انجام موازنه‌ی جرم و انرژی (Forero-Núñez and Sierra-Vargas, 2016) و محاسبه نرخ هدررفت انرژی و اکسرژی در خط تغلیظ شربت چغندرقند (Piri *et al.*, 2019) از پژوهش‌های صورت گرفته در زمینه‌ی تحلیل انرژی با استفاده از دمانگاری است.

مروری بر منابع نشان می‌دهد که تاکنون مطالعه کاملی بر روی خط تغلیظ آبمیوه و فرآیند تولید کنسانتره از محصول استراتژیک آلبالو انجام نشده است. با توجه به مصرف بالای انرژی در فرآیند تغلیظ و وجود تجهیزات مختلف نظیر چندین اواپراتور، پمپ، مبدل حرارتی، برج تقطیر و برج خنک‌کننده، انجام تحلیل‌های انرژی و اکسرژی به‌منظور بررسی دقیق هدررفت‌ها و شناسایی نقاط ناکارآمد ضروری است. همچنین در این تحقیق جهت دقیق بودن هرچه بیشتر نتایج از دوربین دمانگار برای محاسبات دمای سطح و تعیین هدررفت حرارتی با استفاده از روابط انتقال حرارت بهره گرفته شد. به‌منظور کاهش خطاهای گذرای ناخواسته در کارهای تجربی مربوط به داده‌برداری، جمع‌آوری داده‌ها در دو سال کاری متوالی انجام شد.

مواد و روش‌ها

توصیف فرآیند

خط تولید کنسانتره شرکت پاکدیس شامل یک عدد مبدل حرارتی صفحه‌ای (HE) جهت پیش‌گرم کردن آبمیوه‌ی ورودی با استفاده از انرژی آب کندانس و حرارت آبمیوه خام خروجی، چهار عدد اواپراتور فیلم ریزشی[1] (که به‌صورت چند اثره کار می‌کنند؛ E1, E2, E3, E4)، یک عدد برج تقطیر برای آروماگیری از آبمیوه خام (DT) و یک عدد خنک‌کن آبمیوه (JC) است. آب مورد نیاز برای خنک‌کاری آبمیوه و کندانس کردن بخار مرحله‌ی آخر در چگالنده بارومتریک توسط یک برج خنک‌کن (CT) تأمین می‌شود. طی فرآیند تولید کنسانتره، آبمیوه‌ی خام پس از طی چهار مرحله پیش‌گرمایش به‌ترتیب در مبدل HE و اواپراتورهای E4، E3 و E2 جهت آروماگیری وارد برج تقطیر می‌گردد و پس از انجام آروماگیری طی دو مرحله در اواپراتور E2 تغلیظ می‌شود. سپس با عبور مجدد از مبدل HE و با انتقال حرارت خود به آبمیوه خام ورودی از خط تغلیظ خارج می‌گردد. آبمیوه شفاف پس از طی چهار مرحله پیش‌گرمایش در مبدل HE (توسط کندانس خروجی از خط تغلیظ) و اواپراتورهای E3، E2 و E1 در اواپراتور E1 تغلیظ می‌شود. پس از خروج از E1 به‌ترتیب در اواپراتورهای E3 و E4 تغلیظ شده و در نهایت جهت کاهش دما وارد چیلر می‌گردد. از کندانس خروجی خط تغلیظ (جریان 40) نیز برای تولید بخار در دیگ‌خانه استفاده می‌شود.

فرضیات تحلیل

برای انجام تحلیل‌های انرژی و اکسرژی فرض‌های زیر در نظر گرفته می‌شوند:

- شرایط حالت‌پایا نسبت به زمان برای کل خط تغلیظ و اجزای آن در نظر گرفته‌شده‌اند.
- دما و فشار حالت مرده به‌ترتیب 298.15K و 101.3kPa فرض شده‌اند.
- دما و فشار حالت مرجع به‌ترتیب $0°C$ و 101.3kPa فرض شده‌اند.
- از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل صرف‌نظر شده است.
- فقط از اکسرژی فیزیکی جریان برای محاسبات استفاده شده است.

دمانگاری

از دوربین دمانگار (G120EXD, NEC Avio, Japan) برای داده‌برداری‌های دمانگاری استفاده شد. نمونه‌ای از تصویر دمانگاری خط تغلیظ در شکل ۲ نشان داده شده است. نرخ هدررفت حرارت از اواپراتور اول (E1) به دلیل مشخص نبودن دبی بخار ورودی، از روش موازنه‌س انرژی قابل محاسبه نبود؛ بنابراین از روابط انتقال حرارت برای محاسبه آن استفاده شد. از مقدار به‌دست آمده در تحلیل‌های ترمودینامیکی اواپراتور اول (E1) استفاده گردید.

یک رویکرد حالت‌پایا، طبق اصل بقای انرژی حرارت انتقال یافته رسانشی از بدنه، برابر با مجموع انتقال حرارت جابه‌جایی و انتقال

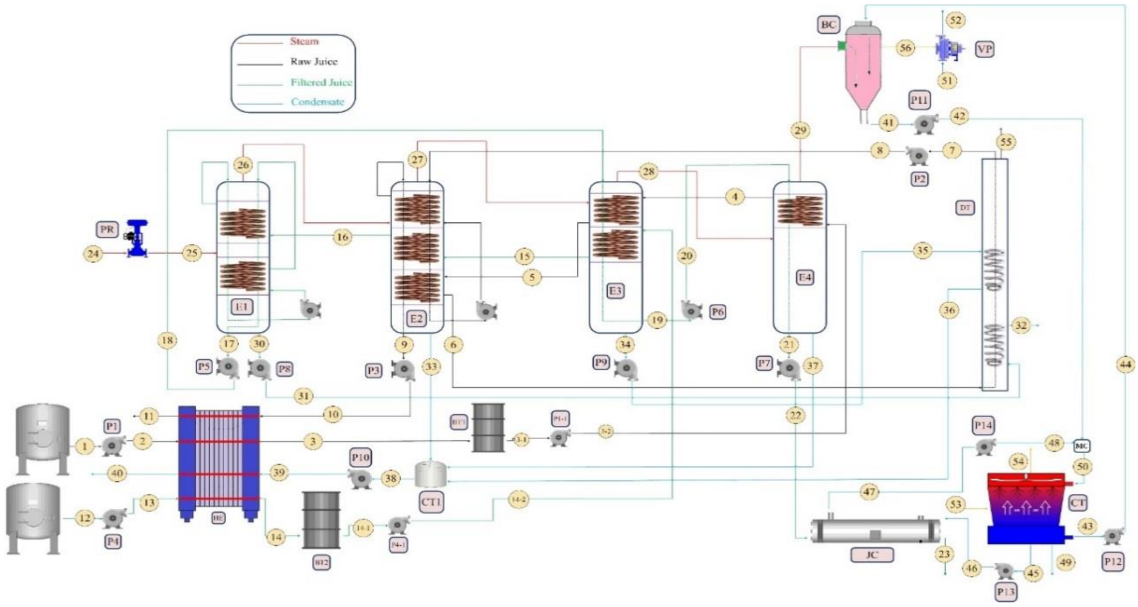
1- Falling film

حرارت تابشی از سطح تجهیزات است (Forero-Núñez and Sierra-Vargas, 2016):

$$\dot{Q}_{cond}=\dot{Q}_{conv}+\dot{Q}_{rad} \quad (۱)$$

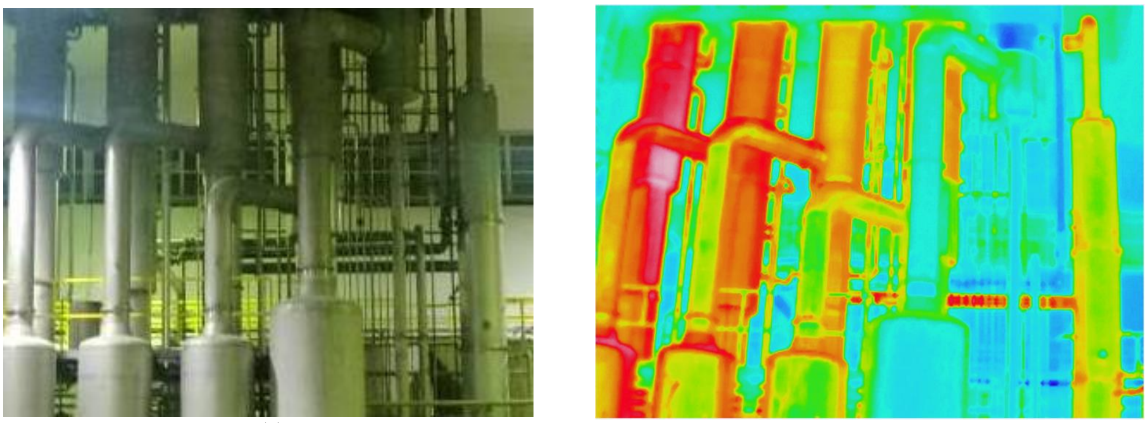
$$\dot{Q}_{conv}=hA\left(T_s-T_\infty\right) \quad (۲)$$

$$\dot{Q}_{rad}=\varepsilon\sigma A\left(T_s^4-T_\infty^4\right) \quad (۳)$$



شکل ۱- روندنمای فرآیند تغلیظ آب آلبالو

Fig. 1. Flow diagram of cherry concentration process



(a) (b)

شکل ۲- الف) تصویر اصلی، ب) تصویر دمانگاری متناظر

Fig. 2. a) Main photo, b) Corresponding thermographic photo

در که h ضریب جابه‌جایی متوسط $\left(Wm^{-2}{}^{\circ}C^{-1}\right)$، A مساحت سطح (m^2)، T_s دمای میانگین سطح (K)، T_∞ دمای محیط (K)، ε ضریب صدور سطح و σ ثابت استفان-بولتزمن $\left(5.67\times10^{-8}\,Wm^{-2}K^{-4}\right)$ است. با توجه به نبود جریان هوای اجباری، فرض انتقال حرارت جابه‌جایی طبیعی در محاسبات لحاظ شد. در انتقال حرارت جابه‌جایی طبیعی، ضریب انتقال حرارت به‌عنوان تابعی از عدد بی‌بعد رایلی محاسبه می‌شود (Forero-Núñez and Sierra-Vargas, 2016):

$$Ra=\frac{g\beta\left(T_s-T_\infty\right)L^3}{\vartheta\alpha} \quad (۴)$$

g شتاب جاذبه $\left(ms^{-2}\right)$، β ضریب انبساط حجمی $\left(K^{-1}\right)$، L طول مشخصه (m)، ϑ لزجت سینماتیکی $\left(m^2s^{-1}\right)$ و α ضریب نفوذ

حرارتی (m^2s^{-1}) است. به‌طورکلی روابط تجربی جابه‌جایی طبیعی به‌صورت زیر است (Cengel, 2014):

$$Nu = cRa_L{}^n \tag{۵}$$

بسته به نوع هندسه و رژیم جریان، عدد ناسلت با استفاده از روابط تجربی متناظر پیشنهادشده در منابع، تعیین می‌شود و سپس با استفاده از تعریف آن، ضریب جابه‌جایی به‌دست می‌آید (Cengel, 2014):

$$Nu = \frac{hL}{k} \tag{۶}$$

k ضریب هدایت حرارتی ($Wm^{-1}°C^{-1}$) است. برای انجام محاسبات انتقال حرارت از نرم‌افزار EES استفاده شد. این نرم‌افزار با داشتن دمای سطح، دمای محیط، طول مشخصه و با استفاده از خواص ترموفیزیکی هوا که در کتابخانه نرم‌افزار موجود است، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی را محاسبه می‌کند. با در اختیار داشتن این ضریب، مقدار حرارت اتلاف شده به روش جابه‌جایی از هر سطح محاسبه می‌شود. حرارت اتلافی از هریک از سطوح به روش تابش نیز توسط نرم‌افزار با لحاظ کردن ضریب نشر سطوح محاسبه شد.

تحلیل انرژی

دبی جریان‌های جرمی خط تغلیظ (به‌جز آبمیوه‌ی ورودی به خط؛ جریان‌های ۱ و ۱۲) به دلیل محدودیت‌های موجود قابل اندازه‌گیری نبود و از تحلیل انرژی برای محاسبه‌ی آن‌ها استفاده شد. تحلیل انرژی شامل حل هم‌زمان موازنه‌ی جرم و انرژی برای یک سامانه است. موازنه‌ی جرم و انرژی برای حجم کنترل در حالت‌پایا به‌صورت روابط (۷) و (۸) بیان می‌شود:

$$\sum_{in} \dot{m} = \sum_{out} \dot{m} \tag{۷}$$

$$\sum_{in}\left(\dot{m}h + \dot{Q} + \dot{W}\right) = \sum_{out}\left(\dot{m}h + \dot{Q} + \dot{W}\right) \tag{۸}$$

$\dot{m}$ دبی جرمی ($kg\ s^{-1}$)، $\dot{Q}$ نرخ انتقال حرارت (kW)، $\dot{W}$ نرخ انتقال کار (kW) و h انتالپی مخصوص ($kJ.kg^{-1}$) است. پارامتر اقتصاد بخار از رابطه (۹) محاسبه می‌شود (Bapat *et al.*, 2013):

$$SE = \sum \frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_S} \tag{۹}$$

که $\dot{m}_V$ نرخ آب تبخیر شده از آبمیوه ($kg\ s^{-1}$) و $\dot{m}_S$ دبی جرمی بخار زنده ورودی ($kg\ s^{-1}$) به خط تغلیظ است. برای محاسبهٔ انتالپی آبمیوه از رابطه (۱۰) استفاده شد (Cengel, 2011):

$$h = C_p\left(T - T_{ref}\right) + v\left(P - P_{ref}\right) \tag{۱۰}$$

C_p گرمای ویژه آبمیوه ($kJ\ kg^{-1}°C^{-1}$)، T دما ($°C$)، P فشار (kPa)، T_{ref} دمای حالت مرجع ($^{\circ}C$) و P_{ref} فشار حالت مرجع است.

تحلیل اکسرژی

با تعریف سوخت و محصول برای سامانه، موازنه اکسرژی برای فرآیند جریان پایدار را می‌توان به‌صورت رابطه (۱۱) نوشت (Akbari, 2018):

$$\dot{E}x_F = \dot{E}x_P + \dot{E}x_D \tag{۱۱}$$

که $\dot{E}x_D$ نرخ تخریب اکسرژی، $\dot{E}x_F$ نرخ اکسرژی سوخت و $\dot{E}x_P$ نرخ اکسرژی محصول با واحد kW است. بازده اکسرژی برای یک سامانه به‌صورت نسبت اکسرژی محصول به اکسرژی سوخت تعریف می‌شود (Tsatsaronis, 1993):

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_P}{\dot{E}x_F} \tag{۱۲}$$

مقدار اکسرژی تخریب‌شده در جزء kام سامانه را می‌توان توسط نسبت تخریب اکسرژی، با کل اکسرژی تخریب‌شده در سامانه مقایسه کرد که از رابطه (۱۳) محاسبه می‌شود (Xiang *et al.*, 2004):

$$y = \frac{\dot{E}x_{D,k}}{\dot{E}x_{D,total}} \times 100 \tag{۱۳}$$

که $\dot{E}x_{D,total}$ کل اکسرژی تخریب‌شده در خط تغلیظ است. اکسرژی فیزیکی مخصوص آب و بخار در نقاط مختلف خط تولید از رابطه (۱۴) تعیین می‌شود (Cengel, 2011):

$$ex = \left(h - h_0\right) - T_0\left(s - s_0\right) \tag{۱۴}$$

T_0 دمای حالت مرده ($^{\circ}C$)، h انتالپی مخصوص ($kg\ s^{-1}$)، s آنتروپی مخصوص ($kJ\ kg^{-1}°C^{-1}$)، h_0 انتالپی مخصوص حالت مرده و s_0 آنتروپی مخصوص حالت مرده است. انتقال اکسرژی توسط حرارت و کار را می‌توان به‌صورت روابط (۱۵) و (۱۶) بیان کرد (Atmaca and Yumrutaş, 2014a):

$$\dot{E}x_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right)\dot{Q} \tag{۱۵}$$

$$\dot{E}x_{\dot{W}} = \dot{W} \tag{۱۶}$$

$\dot{Q}$ نرخ انتقال حرارت (kW)، T_0 دمای حالت مرده ($^{\circ}C$)، T_s دمای سطح انتقال حرارت ($^{\circ}C$) و $\dot{W}$ نرخ انتقال کار (kW) است. اکسرژی فیزیکی جریان هوای مرطوب را می‌توان به‌صورت رابطه (۱۷) محاسبه کرد (Dincer, 2018):

$$ex = \left[\left(C_P\right)_a + \omega\left(C_P\right)_v\right]\left(T - T_0\right) - T_0\left\{\left[\left(C_P\right)_a + \omega\left(C_P\right)_v\right]\ln\left(\frac{T}{T_0}\right) - \left(R_a + \omega R_v\right)\ln\left(\frac{P}{P_0}\right)\right\} + T_0\left\{\left(R_a + \omega R_v\right)\ln\left(\frac{1 + 1.607\omega_0}{1 + 1.607\omega}\right) + 1.607\omega R_a \ln\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)\right\} \tag{۱۷}$$

که $(C_P)_a$ گرمای ویژهٔ هوای خشک $(kJ\ kg^{-1}°C^{-1})$، $(C_P)_v$ گرمای ویژهٔ بخار آب $(kJ\ kg^{-1}°C^{-1})$، T دمای هوا (K)، T_0 دمای حالت مرده (K)، ω نسبت رطوبت هوا $(kg_{آب}/kg_{هوای\ خشک})$، ω_0 نسبت رطوبت هوا در حالت مرده $(kg_{آب}/kg_{هوای\ خشک})$، R_a ثابت گازی هوای خشک $(kJ\ kg^{-1}K^{-1})$، R_v ثابت گازی بخار آب $(kJ\ kg^{-1}K^{-1})$، P فشار هوا (kPa) و P_0 فشار حالت مرده (kPa) است. برای محاسبه اکسرژی فیزیکی جریان آمیوه از رابطه (۱۸) استفاده شد (Soufiyan *et al.*, 2017):

$$ex = C_p(T-T_0)+v(P-P_0)-T_0\left(C_p \ln\frac{T}{T_0}\right) \quad (۱۸)$$

v حجم مخصوص آمیوه (m^3kg^{-1}) است. گرمای ویژه و حجم مخصوص مواد غذایی را می‌توان به‌صورت روابط (۱۹) و (۲۰) محاسبه نمود (Yildirim and Genc, 2017):

$$v=\sum_i \frac{Y_i}{\rho_i} \quad (۱۹)$$

$$C_p=\sum_i Y_i C_{p,i} \quad (۲۰)$$

که Y_i کسر جرمی جزء i، $C_{p,i}$ گرمای ویژه جزء i $(kJ\ kg^{-1}°C^{-1})$ و ρ_i چگالی جزء i $(kg\ m^{-3})$ است. گرمای ویژه و حجم مخصوص اجزای تشکیل‌دهندهٔ مواد غذایی به‌صورت تابعی از دما در جدول ۱ آورده شده است.

جدول ۱- گرمای ویژه و چگالی اجزای تشکیل‌دهنده محصولات کشاورزی (Yildirim and Genc, 2017)

Table 1- Specific heat and density values for the components of agricultural products

جزء **Component**	معادله ظرفیت گرمایی ویژه **Specific heat capacity equation**	معادله چگالی **Density equation**
پروتئین (Protein)	$C_p=2.0082+\frac{1.2089}{10^3}T-\frac{1.3129}{10^6}T^2$	$\rho=1.3299\times10^3-\frac{5.184}{10}T$
چربی (Fat)	$C_p=1.9842+\frac{1.4733}{10^3}T-\frac{4.8008}{10^6}T^2$	$\rho=9.2559\times10^2-\frac{4.1757}{10}T$
کربوهیدرات (Carbohydrate)	$C_p=1.5488+\frac{1.9625}{10^3}T-\frac{5.9399}{10^6}T^2$	$\rho=1.5991\times10^3-\frac{3.1046}{10}T$
خاکستر (Ash)	$C_p=1.0926+\frac{1.8896}{10^3}T-\frac{3.6817}{10^6}T^2$	$\rho=2.4238\times10^3-\frac{2.8063}{10}T$
آب (Water)	$C_p=4.1762-\frac{9.0864}{10^3}T+\frac{5.4731}{10^6}T^2$	$\rho=9.9718\times10^2+\frac{3.1439}{10^3}T-\frac{3.7574}{10^3}T^2$

برای یک سیستم پایا، محصول به‌صورت مجموع اکسرژی‌های خروجی و افزایش اکسرژی بین ورودی و خروجی یک جریان اکسرژی تعریف می‌شود. همچنین سوخت را می‌توان به‌صورت مجموع اکسرژی‌های ورودی و کاهش اکسرژی بین ورودی و خروجی یک جریان اکسرژی تعریف کرد (Lazzaretto and Tsatsaronis, 2006). پس از حل همزمان موازنه جرم و انرژی برای تمامی تجهیزات خط تغلیظ، دبی جرمی جریان‌ها محاسبه شد، سپس نرخ اکسرژی جریان‌ها از رابطه (۲۱) به‌دست آمد (Atmaca and Yumrutaş, 2014a):

$$\dot{E}x=\dot{m}(ex) \quad (۲۱)$$

$\dot{m}$ دبی جرمی جریان $(kg\ s^{-1})$ و ex اکسرژی مخصوص فیزیکی $(kJ\ kg^{-1})$ است که از رابطه (۱۴) محاسبه می‌شود. بعد از محاسبه نرخ اکسرژی جریان‌ها، محاسبه سوخت و محصول برای هر یک از زیرسامانه‌های خط تغلیظ صورت پذیرفت. به‌عنوان نمونه موازنه جرم، موازنه انرژی، سوخت و محصول برای مبدل حرارتی (HE) به‌صورت روابط (۲۲) تا (۲۵) است:

$$\dot{m}_2=\dot{m}_3 \quad , \quad \dot{m}_{10}=\dot{m}_{11} \quad , \quad \dot{m}_{13}=\dot{m}_{14} \quad , \quad \dot{m}_{39}=\dot{m}_{40} \quad (۲۲)$$

$$\dot{m}_2 h_2+\dot{m}_{10} h_{10}+\dot{m}_{13} h_{13}+\dot{m}_{39} h_{39} = \dot{m}_3 h_3+\dot{m}_{11} h_{11}+\dot{m}_{14} h_{14}+\dot{m}_{40} h_{40} \quad (۲۳)$$

$$\dot{E}x_F=\left(\dot{E}x_{10}-\dot{E}x_{11}\right)+\left(\dot{E}x_{39}-\dot{E}x_{40}\right) \quad (۲۴)$$

$$\dot{E}x_P=\left(\dot{E}x_3-\dot{E}x_2\right)+\left(\dot{E}x_{14}-\dot{E}x_{13}\right) \quad (۲۵)$$

تحلیل انرژی و اکسرژی با استفاده از کدنویسی در نرم‌افزار EES انجام شد. این نرم‌افزار به دلیل داشتن کتابخانه خواص ترمودینامیکی مواد، کاملاً با محاسبات ترمودینامیکی سازگار است.

جدول ۲- فشار، دما، دبی جرمی و نرخ اکسرژی جریان‌های خط تغلیظ

Table 2- Pressure, temperature, mass flow rate and exergy rate of evaporation line flows

شماره جریان **Flow no.**	P(kPa)	$T(°C)$	$\dot{m}(kg\ s^{-1})$	$\dot{E}x(kW)$
1	101.33	15.00	3.50	2.35
2	301.33	15.02	3.50	3.01
3	231.33	55.00	3.50	19.87
3-1	101.33	55.02	3.50	19.45
3-2	701.33	55.09	3.50	21.59
4	621.33	64.00	3.50	34.07
5	551.33	71.00	3.50	45.89
6	531.33	79.00	3.50	61.74
7	146.33	87.00	3.50	78.50
8	301.33	87.03	3.50	79.11
9	171.33	115.60	2.62	117.13
10	490.33	115.70	2.62	118.21
11	441.33	62.60	2.62	22.87
12	101.33	50.00	3.50	13.40
13	301.33	50.02	3.50	14.10
14	251.33	70.00	3.50	42.34
14-1	101.33	70.02	3.50	41.87
14-2	451.33	70.07	3.50	43.15
15	401.33	77.00	3.50	56.20
16	381.33	85.00	3.50	73.41
17	241.33	126.70	2.31	123.75
18	401.33	126.72	2.31	124.17
19	126.33	106.90	1.45	47.72
20	401.33	107.00	1.45	48.19
21	81.33	95.80	0.63	11.00
22	401.33	95.90	0.63	11.18
23	351.33	45.00	0.63	1.07
24	801.33	180.00	1.43	1135.72
25	301.33	164.50	1.43	950.24
26	241.33	126.28	1.19	726.98
27	171.33	115.42	0.88	496.19
28	126.33	106.30	0.86	447.92
29	81.33	93.95	0.82	375.10
30	301.33	133.71	1.43	96.86
31	526.33	133.71	1.43	97.18
32	401.33	121.40	1.43	77.83
33	241.33	126.28	1.19	70.50
34	171.33	115.42	0.88	42.42
35	566.33	115.50	0.88	42.84
36	451.33	105.50	0.88	34.44
37	126.33	106.30	0.86	34.08
38	126.33	106.30	2.93	115.70
39	481.33	106.40	2.93	116.99
40	331.33	84.46	2.93	64.93
41	121.33	40.00	28.37	43.90
42	651.33	40.06	28.37	59.30
43	101.33	22.00	27.55	1.75
44	601.33	22.05	27.55	15.50
45	101.33	22.00	1.04	0.07
46	241.33	22.01	1.04	0.21
47	141.33	40.00	1.04	1.64
48	301.33	40.02	1.04	1.81
49	101.33	22.00	0.02	0.00
50	301.33	40.13	29.41	51.59
51	101.33	25.00	4.00	0.00
52	1801.33	25.16	4.00	6.82
53	101.33	25.00	27.18	18.06
54	101.33	35.00	27.98	22.19

نتایج و بحث

مشخصات ترمودینامیکی جریان‌های خط تغلیظ شامل فشار، دما و دبی به‌ترتیب در ستون سوم، چهارم و پنجم جدول ۲ آورده شده است. فشار و دمای جریان‌ها و دبی شربت ورودی اندازه‌گیری شده و سایر دبی‌های جرمی توسط تحلیل انرژی و استفاده از نتایج دمانگاری محاسبه شدند. برای ارزیابی عملکرد خط تغلیظ از پارامتر اقتصاد بخار استفاده شد. پارامتر اقتصاد بخار برای خط تغلیظ کارخانه پاکدیس ۲/۶۳ محاسبه شد بدین معنی که به‌ازای هر کیلوگرم بخار زنده‌ی واردشده به خط تغلیظ، ۲/۶۳ کیلوگرم آب از آب آلبالو تبخیر می‌شود. در پژوهش مشابهی بالکان و همکاران مقدار پارامتر اقتصاد بخار برای خط تغلیظ آب‌پرتقال را در شرایط عملکردی مختلف بین ۲/۰۵ تا ۲/۱۴ محاسبه کردند (Balkan *et al.*, 2005). در پژوهش دیگری مقدار این پارامتر در خط تغلیظ آب گوجه‌فرنگی ۱/۵۸ محاسبه شد (Sogut *et al.*, 2010). تحقیق‌های دیگری نیز در زمینه‌ی تغلیظ مواد غذایی انجام شده است. برای مثال باپات و همکاران مقدار پارامتر اقتصاد بخار برای تغلیظ شربت چغندرقند را ۱/۹۹ به‌دست آوردند (Bapat *et al.*, 2013). کارخانه پاکدیس ارومیه از لحاظ بازدهی تغلیظ در شرایط بهتری قرار دارد. پیش‌گرمایش آبمیوه ورودی به تغلیظ در مبدل حرارتی و کویل‌های موجود در اواپراتورها، باعث می‌شود که قسمت عمده‌ای از انتالپی بخار ورودی از دیگ‌خانه به اواپراتور مرحله اول، به‌جای افزایش دمای آن صرف گرمای نهان و تغلیظ آبمیوه گردد.

نتایج نشان داد که دمای سطح خارجی تجهیزات به‌جز اواپراتورها و مخزن کندانس، اختلاف بسیار اندکی با دمای محیط اطراف آن‌ها داشتند به‌طوری‌که از شار هدررفت حرارت آن‌ها چشم‌پوشی شد. نرخ هدررفت حرارت از سطح اواپراتور اول (E1) ۲۱/۲۳ کیلووات محاسبه شد. همچنین نرخ هدررفت حرارت از تجهیزات E2، E3، E4، و CT1 با استفاده از تحلیل انرژی محاسبه شد. انرژی اتلافی به هرگونه جریان انرژی گفته می‌شود که بدون هیچ استفاده‌ای از سیستم خارج شود. جریان‌های جرمی ۳۲، ۴۹، ۵۲ و ۵۴ بدون هیچ استفاده‌ای از سامانه خارج می‌شوند و جزو تلفات انرژی خط تغلیظ به‌شمار می‌آیند. نرخ هدررفت انرژی از خط تغلیظ به تفکیک جریان‌های انرژی در جدول ۳ آورده شده است.

جدول ۳- نرخ هدررفت انرژی تجهیزات خط تغلیظ

Table 3- energy loss rate of evaporation line components

	state 32	state 49	state 52	state 54	E1	E2	E3	E4	CT1
هدررفت انرژی Energy loss (kW)	728.42	2.07	428.34	3611.54	21.23	16.66	10.02	4.75	97.80
هدررفت انرژی Energy loss (%)	14.80	0.04	8.70	73.39	0.43	0.34	0.20	0.10	1.99

کل نرخ هدررفت انرژی از خط تغلیظ ۴۹۲۰/۸۲ کیلووات محاسبه شد که این مقدار برابر است با ۷۴/۸ درصد از کل انرژی ورودی به خط تغلیظ. انرژی هدررفت جریان هوای خروجی از برج خنک‌کننده (جریان ۵۴) با ۷۳/۳۹ درصد از کل هدررفت انرژی خط تغلیظ، بیشترین مقدار را به خود اختصاص داده است. همچنین جریان ۳۲ با ۱۴/۸ درصد در جایگاه دوم قرار دارد. هدررفت انرژی از سطح تجهیزات خط تغلیظ تنها ۳/۰۶ درصد از کل هدررفت انرژی خط تغلیظ است.

از نکات قابل‌توجه در نتایج تحلیل انرژی، مقدار تلفات انرژی در برج خنک‌کننده است (جریان ۵۴) که ۷۳/۳۹٪ از کل هدررفت انرژی را شامل می‌شود. سربخار مرحلهٔ چهار (جریان ۲۹) وارد چگالنده شده و بعد از اختلاط با آب جهت تأمین آب سرد مصرفی به برج خنک‌کننده فرستاده می‌شود که حرارت آن با تبخیر شدن مقداری از آب گرم ورودی، از سامانه خارج می‌گردد.

تحلیل اکسرژی خط تغلیظ

نرخ اکسرژی هر یک از جریان‌های خط تغلیظ برای هر نقطه محاسبه و در ستون ششم جدول ۲ آورده شده است. جدول ۴ شامل نرخ اکسرژی جریان سوخت، نرخ اکسرژی جریان محصول، بازده اکسرژی، نرخ تخریب اکسرژی و نسبت تخریب اکسرژی برای هر جزء از خط تغلیظ است که با استفاده از اطلاعات جدول ۲ محاسبه شده است. کل اکسرژی ورودی به خط تغلیظ ۴۸۳۲/۰۳ کیلووات است که از این مقدار، ۱۰۴۵/۸۵ کیلووات در اثر بازگشت‌ناپذیری‌ها تخریب‌شده و ۳۷۸۶/۱۹ کیلووات از سامانه خارج می‌شود. همچنین بازده اکسرژی خط تغلیظ آبمیوه ۷۵/۷۶ درصد محاسبه شد.

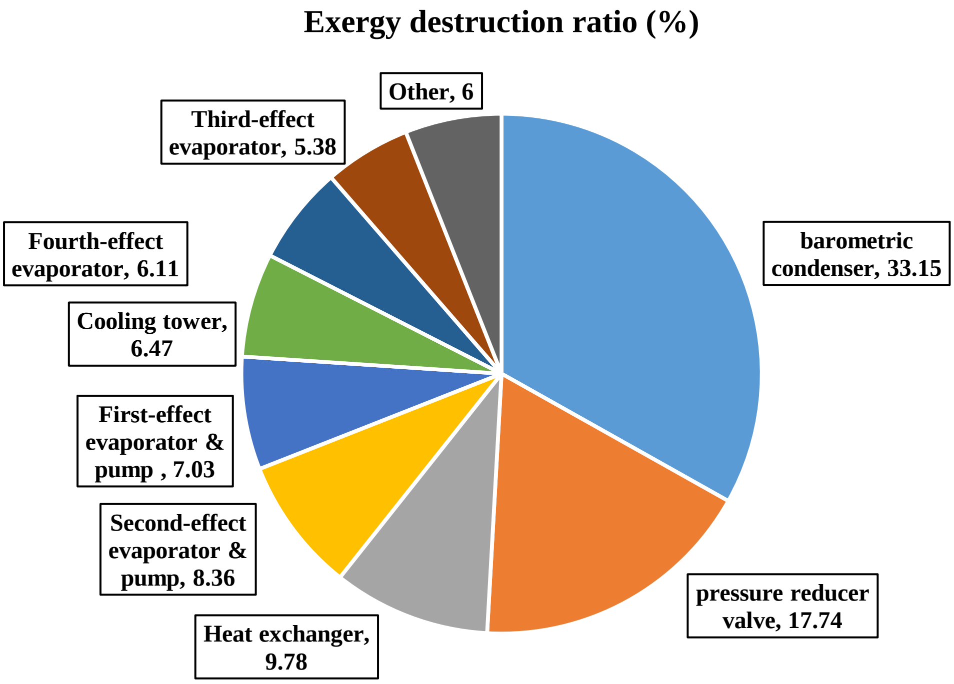
جدول ٤– نرخ اکسرژی جریان سوخت، نرخ اکسرژی جریان محصول، بازده اکسرژی، نرخ تخریب اکسرژی و نسبت تخریب اکسرژی برای هر جزء از خط تغلیظ

Table 4- Exergy rate of fuel, exergy rate of exergy, exergy efficiency, exergy destruction rate and exergy destruction ration for each component of evaporation line

Component	$\dot{E}x_F\,(kW)$	$\dot{E}x_P\,(kW)$	$\eta_{ex}\,(\%)$	$\dot{E}x_D\,(kW)$	$y(\%)$
Distillation Tower (DT)	27.75	16.76	60.40	10.99	1.05
Barometric Condenser (BC)	390.60	43.90	11.24	346.71	33.15
Balance Tank (BT1)	19.87	19.45	97.89	0.42	0.04
Balance Tank (BT1)	42.34	41.87	98.88	0.47	0.05
Juice Chiller (JC)	10.12	1.42	14.09	8.69	0.83
Mixing Chamber (MC)	61.11	51.59	84.42	9.52	0.91
Cooling Tower (CT)	91.64	24.01	26.20	67.63	6.47
Heat Exchanger (HE)	147.40	45.11	30.60	102.30	9.78
First-effect evaporator & pump (E1)	927.28	853.78	92.07	73.50	7.03
First-effect evaporator & pump (E2)	736.08	648.65	88.12	87.43	8.36
First-effect evaporator (E3)	577.94	521.72	90.27	56.22	5.38
First-effect evaporator (E4)	462.43	398.58	86.19	63.85	6.11
Condensate Tank (CT1)	139.02	123.27	88.67	15.75	1.51
Pump (P1)	1.00	0.67	66.62	0.33	0.03
Pump (P1-1)	1.00	0.61	60.98	0.39	0.04
Pump (P2)	1.50	1.08	71.70	0.42	0.04
Pump (P3)	1.00	0.69	69.49	0.31	0.03
Pump (P4)	1.70	1.28	75.24	0.42	0.04
Pump (P4-1)	0.50	0.42	83.67	0.08	0.01
Pump (P5)	0.50	0.48	95.34	0.02	0.00
Pump (P6)	0.20	0.18	90.27	0.02	0.00
Pump (P7)	0.50	0.32	63.48	0.18	0.02
Pump (P8)	0.50	0.41	82.48	0.09	0.01
Pump (P9)	1.50	1.29	85.68	0.21	0.02
Pump (P10)	22.00	15.41	70.03	6.59	0.63
Pump (P11)	2.90	2.14	73.66	0.76	0.07
Pump (P12)	18.50	13.75	74.34	4.75	0.45
Pump (P13)	0.20	0.15	73.13	0.05	0.01
Pump (P14)	0.22	0.17	78.04	0.05	0.00
Pressure Reducer (PR)	1135.72	950.24	83.67	185.49	17.74
Vacuum Pump (VP)	9.00	6.82	75.76	2.18	0.21

بیشترین مقدار تخریب اکسرژی در چگالنده بارومتریک BC (۳۴۶/۷۱ کیلووات) مشاهده می‌شود. پس‌ازآن به‌ترتیب شیر کاهش فشار PR (۱۸۵/۴۹ کیلووات)، مبدل حرارتی صفحه‌ای HE (۱۰۲/۳ کیلووات)، اواپراتور E2 (۸۷/۴۳ کیلووات)، اواپراتور E1 (۷۳/۵ کیلووات)، برج خنک‌کننده CT (۶۷/۶۳ کیلووات)، اواپراتور E4 (۶۳/۸۵ کیلووات) و اواپراتور E3 (۵۶/۲۲ کیلووات) قرار دارند. تخریب اکسرژی سایر اجزاء در مقایسه با کل تخریب اکسرژی خط تغلیظ ناچیز است.

همان‌طور که در شکل ۳ مشاهده می‌شود، مجموع تخریب اکسرژی سایر اجزاء معادل ۶ درصد از کل تخریب اکسرژی خط تغلیظ است. چگالنده بارومتریک BC ۳۳/۱۵ درصد از تخریب اکسرژی کل را به خود اختصاص داده است. اختلاط و تغییر فاز از بخار به آب که از عوامل بازگشت‌ناپذیری هستند، باعث تخریب اکسرژی در چگالنده می‌شود. افت فشار شدید در شیر کاهش فشار باعث تولید آنتروپی بالا و در نتیجه تخریب اکسرژی بالا در این تجهیز شده است به طوری که ۱۷/۷۴ درصد از تخریب اکسرژی کل خط مربوط به این تجهیز است. مبدل حرارتی HE ۹/۷۸ درصد از کل تخریب اکسرژی خط تغلیظ را به خود اختصاص داده است. نرخ انتقال حرارت بالا باعث بالا بودن نرخ تخریب اکسرژی در این مبدل است. ۲۶/۸۸ درصد از تخریب اکسرژی مربوط به اواپراتورهاست. انتقال حرارت و تغییر فاز آب از حالت مایع به بخار از عوامل مهم تخریب اکسرژی در اواپراتورها به‌شمار می‌رود. بالا بودن شدت فرآیند و تولید آنتروپی در اثر تغییر فاز باعث بالا بودن نرخ تخریب اکسرژی در برج خنک‌کننده است (۶/۴۷ درصد).



شکل ۳– نسبت تخریب اکسرژی برای اجزای خط تغلیظ
Fig. 3. Exergy destruction rate for evaporation line components

کمترین بازده اکسرژی به‌ترتیب برای چگالنده بارومتریک BC با ۱۱/۲۴ درصد، خنک‌کن آب‌میوه JC با ۱۴/۰۹ درصد، برج خنک‌کن CT با ۲۶/۲ درصد و مبدل حرارتی صفحه‌ای با ۳۰/۶ درصد محاسبه شد. به علت اختلاط شدید و تولید آنتروپی بسیار بالا در چگالنده، این جزء کمترین بازده اکسرژی خط تغلیظ را به خود اختصاص داده است. هرچند خنک‌کن آبمیوه JC کمتر از یک درصد نرخ تخریب اکسرژی کل را دارد، ولی به علت ناکارآمدی‌های ترمودینامیکی بازده اکسرژی آن بسیار کم است و قسمت بسیار زیادی از اکسرژی جریان سوخت در آن تخریب می‌گردد.

بخار خروجی از اواپراتور E4 به علت دما و فشار نسبتاً پایین، قابلیت استفاده برای گرمادهی سایر فرآیندها را ندارد. با افزایش دما و فشار (درنتیجه افزایش انتالپی) با تجهیزاتی مانند کمپرسور یا ترموکمپرسور (Maroulis and Saravacos, 2003)، همچنین با افزایش مراحل تبخیر (۵ یا ۶ اثره کردن خط تغلیظ) می‌توان از انرژی این بخار استفاده کرده (Lorenz, 2008) و نرخ تخریب اکسرژی را کاهش داد. با استفاده از بخار مرحلهٔ آخر اکسرژی تخریب‌شده در چگالنده کاهش می‌یابد و پارامتر اقتصاد بخار افزایش پیدا می‌کند (Bapat *et al.*, 2016). همچنین تلفات انرژی و تخریب اکسرژی در برج خنک‌کننده نیز کاهش خواهد یافت. کاهش تخریب اکسرژی در خط تغلیظ باعث نزدیک‌تر شدن فرآیند به حالت ایده‌آل و در نتیجه کاهش مصرف انرژی خواهد شد.

نتیجه‌گیری

در این تحقیق به‌منظور بررسی دقیق وضعیت عملکردی، تمامی اجزای خط تغلیظ دمانگاری شدند. با استفاده از داده‌های ترمودینامیکی و نتایج دمانگاری، موازنه جرم و انرژی انجام شد و تمامی جریان‌های انرژی و در نتیجه هدررفت‌های انرژی تعیین شدند. بازده خط تغلیظ در قالب پارامتر اقتصاد بخار محاسبه شد. به منظور تعیین مکان‌ها و بزرگی ناکارآمدی‌های ترمودینامیکی و ارزیابی نزدیک بودن شرایط کارکردی تجهیزات به حالت ایده‌آل، پارامترهای تحلیل اکسرژی محاسبه شدند و نقاط ناکارآمد شناسایی گردیدند. بیشترین تلفات انرژی در برج خنک‌کننده و بیشترین نرخ تخریب اکسرژی در چگالنده بارومتریک مشاهده شد. احیا و استفاده از سربخار مرحله آخر با استفاده از روش‌هایی مانند تراکم مکانیکی (استفاده از کمپرسور)، تراکم حرارتی (استفاده از ترموکمپرسور) و افزایش مراحل تبخیر باعث کاهش نرخ تخریب اکسرژی در چگالنده بارومتریک و در نتیجه نزدیک شدن فرآیند به حالت ایده‌آل شده و هدررفت انرژی در برج خنک‌کننده را کاهش خواهد داد.

سپاسگزاری

نویسندگان بر خود لازم می‌دانند از مساعدت کارخانه پاکدیس ارومیه در حمایت مالی و مهندسی و در اختیار گذاشتن داده‌های فنی قدردانی کنند.

References

1. Akbari, N. 2018. Introducing and 3E (energy, exergy, economic) analysis of an integrated transcritical CO_2 Rankine cycle, Stirling power cycle and LNG regasification process. Applied Thermal Engineering 140: 442-454.
2. Assari, M. R., T. H. Basirat, E. Najafpour, A. Ahmadi, and I. Jafari. 2014. Exergy modeling and performance evaluation of pulp and paper production process of bagasse, a case study. Thermal Science 18 (4): 1399-1412.
3. Atmaca, A., and R. Yumrutaş. 2014a. Thermodynamic and exergoeconomic analysis of a cement plant: Part I-Application. Energy Conversion and Management 79: 790-798.
4. Atmaca, A. and R. Yumrutaş. 2014b. Thermodynamic and exergoeconomic analysis of a cement plant: Part II-Application. Energy Conversion and Management 79: 799-808.
5. Balkan, F., N. Colak, and A. Hepbasli. 2005. Performance evaluation of a triple-effect evaporator with forward feed using exergy analysis. International Journal of Energy Research 29 (5): 455-470.
6. Bapat, S., V. Majali, and G. Ravindranath. 2013. Exergetic evaluation and comparison of quintuple effect evaporation units in Indian sugar industries. International Journal of Energy Research 37 (12): 1415-1427.
7. Bapat, S., V. Majali, and G. Ravindranath. 2016. Exergy and sustainability analysis of quintuple effect evaporation unit in a sugar industry-a case study. International Journal of Renewable Energy Technology 7 (1): 46-68.
8. Carlomagno, G. M., and G. Cardone. 2010. Infrared thermography for convective heat transfer measurements. Experiments in fluids 49 (6): 1187-1218.
9. Carlomagno, G. M., L. de Luca, G. Cardone, and T. Astarita. 2014. Heat flux sensors for infrared thermography in convective heat transfer. Sensors 14 (11): 21065-21116.
10. Cengel, Y. 2011. Thermodynamics an Engineering Approach. 5th Edition by Yunus A Cengel, Thermodynamics an Engineering Approach, Digital Designs.
11. Cengel, Y. 2014. Heat and mass transfer: fundamentals and applications, McGraw-Hill Higher Education.
12. Costa, M. M., R. Schaeffer, and E. Worrell. 2001. Exergy accounting of energy and materials flows in steel production systems. Energy 26 (4): 363-384.
13. Dincer, I., and M. A. Rosen. 2005. Thermodynamic aspects of renewables and sustainable development. Renewable and Sustainable Energy Reviews 9 (2): 169-189.
14. Dincer, I. 2018. Comprehensive energy systems, Elsevier.
15. FAO. 2018. https://www.fao.org/news/archive/news-by-date/2018/en/ (accessed April 25, 2020).
16. Forero-Núñez, C. A., and F. E. Sierra-Vargas. 2016. Heat Losses Analysis Using Infrared Thermography on a Fixed Bed Downdraft Gasifier. International Review of Mechanical Engineering 10 (4): 239-246.
17. Hosseini, S. S., M. Aghbashlo, M. Tabatabaei, H. Younesi, and G. Najafpour. 2015. Exergy analysis of biohydrogen production from various carbon sources via anaerobic photosynthetic bacteria (Rhodospirillum rubrum). Energy 93: 730-739.
18. Kamate, S., and P. Gangavati. 2009. Exergy analysis of cogeneration power plants in sugar industries. Applied Thermal Engineering 29 (5-6): 1187-1194.
19. Lazaretto, A., and G. Tastasaronis. 2006. SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems 31 (1): 1257-1289.
20. Lorenz, F. 2008. Improving energy efficiency in sugar processing Handbook of Water and Energy Management in Food Processing. Elsevier.
21. Piri, A., A. M. Nikbakht, and H. Janisarnavi. 2019. Journal of Researches in Mechanics of Agricultural Machinery 8: 66-57
22. Ramedani, Z., R. Abdi, M. Omid, and A. Maysami. 2018. Evaluating the Energy Consumption and Environmental Impacts in Milk Production Chain (Case Study: Kermanshah City of Iran). Journal of Agricultural Machinery 8 (2): 435-447. (In Persian). http://dx.doi.org/10.22067/jam.v8i2.63570.
23. Simionescu, Ş. M., Ü. Düzel, C. Esposito, Z. Ilich, and C. Bălan. 2015. Heat transfer coefficient measurements using infrared thermography technique. Paper presented at the Advanced Topics in Electrical Engineering (ATEE), 9th International Symposium.
24. Sogut, Z., N. Ilten, and Z. Oktay. 2010. Energetic and exergetic performance evaluation of the quadruple-effect evaporator unit in tomato paste production. Energy 35 (9): 3821-3826.
25. Soufiyan, M., M. Aghbashlo, and H. Mobli. 2016. Journal of Cleaner Production 1-18.
26. Tsatsaronis, G. 1993. Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems. Progress in Energy and Combustion Science 19 (3): 227-257.
27. Xiang, J., M. Cali, and M. Santarelli. 2004. Calculation for physical and chemical exergy of flows in systems

elaborating mixed-phase flows and a case study in an IRSOFC plant. International Journal of Energy Research 28 (2): 101-115.

28. Yildirim, N., and S. Genc. 2017. Energy and exergy analysis of a milk powder production system. Energy Conversion and Management 149: 698-705.